

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2002 年 5 月 30 日 (30.05.2002)

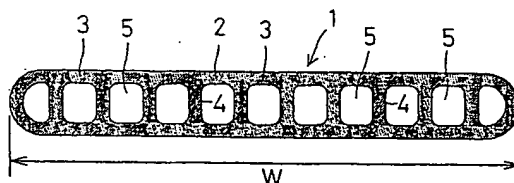
PCT

(10) 国際公開番号
WO 02/42706 A1

- (51) 国際特許分類: F28F 1/02 (74) 代理人: 弁理士 清水久義, 外(SHIMIZU, Hisayoshi et al.); 〒542-0081 大阪府大阪市中央区南船場3丁目4-26 出光ナガホリビル Osaka (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP01/10240
- (22) 国際出願日: 2001 年 11 月 22 日 (22.11.2001) (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZW.
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2000-356968
2000 年 11 月 24 日 (24.11.2000) JP (84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 昭和電工株式会社 (SHOWA DENKO K.K.) [JP/JP]; 〒105-8518 東京都港区芝大門一丁目13番9号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 西川直毅 (NISHIKAWA, Naoki) [JP/JP]. 武幸一郎 (TAKE, Koichiro) [JP/JP]. 小笠原昇 (OGASAWARA, Noboru) [JP/JP]; 〒323-0811 栃木県小山市犬塚1丁目480番地 昭和電工株式会社 小山事業所内 Tochigi (JP).
- 添付公開書類:
— 国際調査報告書
- 2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: HEAT EXCHANGER TUBE AND HEAT EXCHANGER

(54) 発明の名称: 熱交換器用チューブ及び熱交換器



(57) Abstract: A heat exchanger tube (1), wherein a plurality of refrigerant passages (5) extending in the longitudinal direction of the tube are formed in a flat tube body (2) with a specified length parallel with each other in the lateral direction of the tube and, where the overall cross sectional area of the tube body (2) is (A_t), the overall cross sectional area of the refrigerant passage (5) is (A_c), the outer peripheral length of the tube body (2) is (L), and the overall inner peripheral length of the refrigerant passage (5) is (P), set so that the relation of $A_c/A_t \times 100 = 30$ to 55 and $P/L \times 100 = 150$ to 325 can be established, whereby a heat exchanging performance can be increased.

[続葉有]

WO 02/42706 A1



(57) 要約:

本発明の熱交換器用チューブ1は、所定の長さを有する扁平なチューブ本体(2)に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路(5)が、チューブ幅方向に並列配置に形成される。チューブ本体(2)の総断面積を「 A_t 」、冷媒通路(5)の総断面積を「 A_c 」、チューブ本体(2)の外周囲長を「 L 」、冷媒通路(5)の総内周囲長を「 P 」としたとき、 $A_c/A_t \times 100 = 30 \sim 55$ 、 $P/L \times 100 = 150 \sim 325$ の関係が成立するように設定される。これにより、熱交換性能の向上を図ることができる。

明細書

熱交換器用チューブ及び熱交換器

5 技術分野

この発明は、自動車用エアコン、家庭用エアコン、冷蔵庫、電子機器用冷却器等の冷凍サイクルにおけるコンデンサ等の熱交換器及びその熱交換器に適用される熱交換器用チューブに関する。

10 背景技術

従来、自動車用エアコンの冷凍サイクルにおけるコンデンサとして、第16図及び第17図に示すように、マルチフロータイプと称される熱交換器(50)が多く採用されている。

この熱交換器(50)は、一対の垂直方向に沿うヘッダー(52)(52)間に、それぞれ両端を両ヘッダー(52)(52)に連通接続する複数本の熱交換器用チューブ(53)が並列状に配置されるとともに、チューブ(53)の各間及び最外側のチューブ(53)の外側にフィン(54)がそれぞれ配置され、更に最外側のフィン(54)の外側にサイドプレート(55)が配置される。また、ヘッダー(52)(52)に設けられた仕切部材(56)によって、熱交換チューブ(53)が区分けされて、複数のパス(C1)～(C3)が形成される。そしてヘッダー上部の冷媒入口(57)から流入されたガス冷媒が、各パス(C1)～(C3)を順に流通し、その流通時に外気との熱交換により凝縮液化されて、ヘッダー下部の冷媒出口(58)から流出されるものである。

このような熱交換器(50)のチューブ(53)としては、厚み寸法が幅寸法に比べて小さい扁平な形状を有し、チューブ長さ方向に延びる断面矩形状の複数の冷媒通路(53a)が、チューブ幅方向に並列配置に形成されたアルミニウム

押出チューブからなるものが多く使用されている。

- ところで、上記の熱交換器（５０）は、主として自動車やトラック等の車両に搭載されるものであるが、近年、このような車両においては、燃費の向上や有害な排出ガス（CO₂、NO_x）の削減や、冷媒使用量の削減を目的として、小型
- 5 軽量化が強く求められている。このため、あらゆる自動車部品の小型軽量化と同時に高性能化が求められ、上記熱交換器（５０）も例外ではない。

熱交換器用チューブ（５３）の軽量化を図るには、例えばチューブ高さを低くしたり、チューブ（５３）の外周壁の肉厚を薄くしたりする方法等が考えられる。

- しかしながら、チューブ高さを低くすると、冷媒通路（５３a）の通路断面が
- 1 0 小さくなるので、通路抵抗及び圧力損失が大きくなって、コンデンサの性能が低下する場合がある。

またチューブ（５３）の外周壁を単に薄く形成すると、耐圧性の低下を来すとともに、犠牲耐食層を十分に確保できず、耐食性の低下を来すという問題が発生する。

- 1 5 この発明は、上記従来技術の問題を解消し、小型軽量化を図りつつ、熱交換性能を向上させることができる熱交換器用チューブ及び熱交換器を提供することを目的とする。

この発明の他の目的は、以下の説明により明らかにされるであろう。

発明の開示

- 2 0 本発明者は、鋭意努力して、コンデンサ等の熱交換器、特にそのような熱交換器に採用される熱交換器用チューブの構成をあらゆる角度から詳細に分析し、更にその分析結果を基に、綿密な実験研究を繰り返し行ったところ、熱交換器及びそのチューブとして、上記目的を達成可能な最適条件を見出し、本発明を成すに至った。

- 2 5 すなわち、本第１発明は、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チュー

ブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、前記冷媒通路の総断面積を「 A_c 」、前記チューブ本体の外周囲長を「 L 」、前記冷媒通路の総内周囲長を「 P 」としたとき、 $A_c/A_t \times 100 = 30 \sim 55$ 、 $P/L \times 100 = 150 \sim 325$ の関係が成立するように設定されてなるものを要旨としている。

本発明の熱交換器用チューブにおける構成の一例を、図面を用いて詳細に説明すると、第1図及び第2図に示すように、本発明における熱交換器用チューブ（1）は、例えば上記従来の第16図及び第17図に示すマルチフロータイプの熱交換器と同様な熱交換器の熱交換用チューブとして使用されるものであり、長尺なアルミニウム押出成形品等により構成されている。

この熱交換器用チューブ（1）は、高さ（ H ）が幅（ W ）よりも小さい扁平なチューブ本体（2）を有している。

チューブ本体（2）には、チューブ長さ方向に沿って延びる断面矩形状の複数の冷媒通路（5）がチューブ幅方向に並列状に形成されている。

ここで、上記したように、本発明の熱交換器用チューブ（1）においては、第5図に示すように、チューブ本体（2）の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、冷媒通路の総断面積を「 A_c 」、チューブ本体（2）の外周囲長を「 L 」、冷媒通路（5）の総内周囲長を「 P 」としたとき、 $A_c/A_t \times 100$ を $30 \sim 55$ 、 $P/L \times 100$ を $150 \sim 325$ に設定する必要がある。

すなわち、 A_c/A_t が30%未満の場合、冷媒の通路抵抗が大きくなり、圧力損失が大きくなるとともに、チューブ重量の高重量化を来す恐れがある。逆に A_c/A_t が55%を超える場合、流路断面積が増大し、チューブ内における冷媒の流速が低下し、熱伝達率が減少する。なお、 A_c/A_t が55%以下の場合には、チューブ内の流速が低下していても、チューブ内周囲長「 P 」を十分確保することにより、優れた熱性能を得ることができる。

また P/L が 150% 未満の場合、伝熱性が低下し、熱交換器として十分な熱性能が得られない。つまり、 P/L が 150% 以上のとき、 A_c/A_t が 30% 未満であれば冷媒圧損が著しく上昇するものの、 A_c/A_t を 30% 以上に設定することにより、この冷媒圧損の上昇を抑制することができる。

- 5 また P/L が 325% よりも大きくなると、アルミニウム押出チューブの場合、押出金型が緻密な形状となりチューブ製造が困難になる恐れがある。更に 3 次元形状加工方法や連通孔（冷媒通路）をロールフォーミング等で形成する方法であっても、金型が緻密な形状となりチューブ製造が困難になる恐れがある。

更に本第 1 発明においては、上記の特性をより確実に得るため、以下の構成を

- 10 採用するのが好ましい。

すなわち本第 1 発明においては、 A_c/A_t が 45% 以下に設定され、 P/L が 200% 以上に設定されてなる構成を採用するのが好ましく、更に A_c/A_t が 35% 以上、40 以下に設定され、 P/L が 250% 以上に設定されてなる構成を採用するのがより一層好ましい。

- 15 上記数値の特定範囲は、第 6 図及び第 7 図のグラフから導かれる。すなわち、第 6 図のグラフは、マルチフロータイプのコンデンサにおいて、特定の「 P/L 」を有するチューブ（1）において、「 A_c/A_t 」と伝熱量（ Q ）との関係を示すものであり、第 7 図は第 6 図のグラフを基に、十分な伝熱量（ Q ）が得られる範囲を斜線で示したグラフである。

- 20 これらのグラフから明らかなように、 A_c/A_t 及び P/L が上記の必須範囲ないしは好適範囲内のものは、伝熱量（ Q ）が大きく、第 5 図に示す範囲のものが優れた熱交換性能を有しているのが判る。

一方、本第 1 発明においては、チューブ本体（2）の高さを「 H 」として、 $H = 0.5 \sim 1.5 \text{ mm}$ の関係が成立するよう設定されてなる構成を採用するのが

- 25 良い。

すなわち第 2 図及び第 3 図に示すように、チューブ高さ（ H ）を、1.5 mm

超に設定しようとする、サイズの増大により、重量が増大して軽量化を図ることが困難になってしまう。逆にチューブ高さ (H) を 0.5 mm 未満に設定しようとする、冷媒通路 (5) の高さを十分に確保できなくなり、通路の総周囲長 (P) が短くなってしまふ。なお、チューブ高さ (H) を 0.5 mm 未満に設定する際に、チューブ本体 (2) の外周壁の厚さを薄くして、冷媒通路 (5) の大きさを確保しようとする、外周壁の耐圧性が低下したり、外周壁に犠牲腐食層を確保できずに耐食性が低下する恐れがある。

また本第 1 発明においては、前記チューブ本体の幅を「W」として、 $W=10 \sim 20$ mm の関係が成立するよう設定されてなる構成を採用するのが望ましい。

すなわちチューブ本体 (2) の幅 (W) が大き過ぎるものでは、装置の大型化を来し、また幅 (W) が小さ過ぎるものでは、十分な伝熱性を確保するのが困難になる恐れがある。

また本発明において、チューブ内に形成される冷媒通路 (5) は、内周囲長 (P) が大きいほど伝熱性を増大させることができ、更に断面積が大きいほど通路抵抗を低下させることができる。従って、冷媒通路 (5) の断面形状は、内周囲長 (P) 及び断面積を大きくするために、円形等とは異なり、矩形状 (四角形状) に形成することが好ましい。

ここで本発明においては、上記したように、チューブ総周囲長に対する冷媒通路内周囲長 (P/L) を、上記のように、特定の値よりも大きく設定する必要がある。

この「 P/L 」を大きくするには、つまり P/L を 150% 以上に設定するには、単位チューブ幅に対する冷媒通路 (5) の本数「 N/W 」を増加させる方法と、また通路数を増加させなくとも、第 8 A 図ないし第 8 C 図に示すように、冷媒通路 (5) の内周面に突条のマイクロフィン (5 a) を形成する方法とが考えられる。

ここで第 8 A 図は、各冷媒通路 (5) にその上下壁面に 1 本ずつ、計 2 本ずつ

のマクロフィン（5a）が通路長さ方向に沿って一体に形成されるものを示し、第8B図は、各冷媒通路（5）にその上下壁面に2本ずつ、計4本ずつ形成されるものを示し、第8C図は、各冷媒通路（5）にその上下壁面に3本ずつ、計6本ずつ形成されるものを示している。

5 また本第1発明においては、チューブ幅に対する冷媒通路（5）の本数（ N/W ）を過度に小さく設定しようとする、仕切壁（4）の数が減少して耐圧性が低下する恐れがあるため、「 N/W 」は $5/8$ よりも大きく設定する必要がある。

すなわち本第1発明においては、前記冷媒通路の本数を「 N 」、前記チューブの幅を「 W 」として、 $5/8 < N/W$ の関係が成立するよう設定されてなる構成を採用するのが好ましい。

また、本第1発明において、冷媒通路（5）が矩形状であることは既述した通りであるが、通路高さ（ $H - 2T_b$ ）が非常に小さい場合には、チューブ成形用の押出金型における冷媒通路（5）のコーナー部に対応する部分の曲率半径を「0（ゼロ）」に設定したとしても、押出時のメタルフローの影響により、冷媒通路

1 5 （5）のコーナー部が緩やかな円弧状に形成されて、通路（5）の大きさに対し過大なアール（ R ）が付いてしまうことがある。具体的には第4図に示すように、通路高さ（ $H - 2T_b$ ）が小さい場合、通路高さを3等分した領域（ T_1 ）～（ T_3 ）のうち、上下の領域（ T_1 ）（ T_3 ）のコーナー部が緩やかな円弧状に形成されて、内周囲長（ P ）や通路断面積を十分に確保できない場合がある。従って、
2 0 本発明においては、冷媒通路（5）のコーナー部における曲率半径（ R ）を通路高さ（ $H - 2T_b$ ）の3分の1よりも大きく形成するのが好ましい。

すなわち本第1発明においては、前記冷媒通路の断面におけるコーナー部の曲率半径を「 R 」、前記チューブ本体の高さを「 H 」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「 T_b 」として、 $R < (H - 2T_b) \times 1/3$ の関係が成立する

2 5 よう設定されてなる構成を採用するのが、より好ましい。

更に第1発明においては、前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕

切壁の厚みを「 T_a 」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「 T_b 」として、 $T_b \times 1/8 < T_a < T_b \times 2/3$ の関係が成立するように設定されてなる構成を採用するのが、より一層好ましい。

すなわち第3図に示すように、仕切壁厚み（ T_a ）は、耐圧性を考慮して、ある値以上に確保する必要があるが、仕切壁厚み（ T_a ）を外周壁厚み（ T_b ）よりも必要以上に厚くしたところで、耐圧性が向上することはない。つまり、冷媒通路（5）に内圧を負荷した場合、仕切壁厚み（ T_a ）が外周壁厚み（ T_b ）よりも実質的に薄い場合には、仕切壁（4）が破壊し、逆に仕切壁厚み（ T_b ）が外周壁厚み（ T_b ）よりも実質的に厚い場合には、外周壁（3）が破壊するからである。これらの情報を踏まえた上で、外周壁（3）の亜鉛拡散による犠牲腐食層が、最大で外周壁厚み（ T_b ）の33.3%（ $2/3$ ）程度であることを考慮すると、「 $T_a \geq T_b \times 2/3$ 」としても耐圧性は向上しないことになる。従って、仕切壁厚み（ T_a ）の上限を、「 $T_b \times 2/3$ 」よりも小さく設定するのが良い。

また、仕切壁厚み（ T_a ）が薄過ぎる場合には、仕切壁（4）の強度、ひいては耐圧性の低下を来す恐れがあるため、仕切壁厚み（ T_a ）は、外周壁厚み（ T_b ）の8分の1よりも大きい厚みに設定するのが良い。

従って、本発明においては、上記したように「 $T_b \times 1/8 < T_a < T_b \times 2/3$ 」という関係を満足させるのが望ましい。

また本発明においては、前記冷媒通路を流れる冷媒の質量速度が50～800 $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{sec}$ に設定されてなる構成を採用するのが、なお一層好ましい。

すなわちこの構成を採用する場合、熱伝導率を向上できて、より優れた熱交換性能を得ることができる。

なお、本発明においては、チューブ本体が、その外周壁を構成するチューブ外周壁構成体と、その外周壁構成体の内部に挿入されて、冷媒通路を形成するインナープレートとを有する構成を採用することも可能である。

例えば、第 9 図及び第 10 図に示すように熱交換器用チューブ (11) として、内部に、複数の冷媒通路 (15) が併設されるとともに、隣合う冷媒通路間の仕切壁 (14) に、隣合う冷媒通路同士を連通する複数の連通孔 (14c) が形成される通路間連通型のものを好適に使用することができる。このチューブ (11) 5 においては、冷媒が通路間を自在に行き来することによりチューブ幅方向全域においてバランス良く熱交換されるため、一層、熱交換性能を向上させることができる。

また第 11 図に示すように、熱交換器用チューブ (21) として、そのチューブ本体 (22) が、外周壁を構成するチューブ外周壁構成体 (22a) と、その 10 外周壁構成体 (22a) の内部に挿入される波板形状のインナープレート (22b) とを有し、インナープレート (22b) により、仕切壁及びインナーフィンが構成されて、チューブ内に冷媒通路 (25) が形成されるものである。

また、本発明においては、チューブ本体が、その上側を構成するチューブ上側構成体と、下側を構成するチューブ下側構成体とを有するとともに、両構成体間 15 に上下仕切プレートが介在されることにより、各冷媒通路が、上下に仕切られて多層構造に形成されてなる構成も採用することができる。

例えば第 12 図に示すように、熱交換器用チューブ (31) が、その上側を構成するチューブ上側構成体 (32a) と、下側を構成するチューブ下側構成体 (32b) とを有し、両構成体 (32a) (32b) 間に上下仕切プレート (32c) 20 が介在される。こうして、上下に仕切られた多層構造 (2 段) の冷媒通路 (35) がチューブ幅方向に並列状に形成されるものである。なお、上下仕切プレート (32c) を 2 枚以上介在させることにより、冷媒通路 (35) を 3 層以上の多層構造に形成することも可能である。

また、本発明においては、チューブ本体が、プレス成形品をもって構成されて 25 なるものも採用することができる。

すなわち、第 13 図に示すように、金属板をプレス成形により折曲加工して、

扁平管状に形成するとともに、管内に冷媒通路（４５）を形成するための仕切壁（４４）を形成することにより、プレス成形品からなる熱交換器用チューブ（４１）を得るものである。

なお、第９図ないし第１３図に示す変形例の熱交換器用チューブにおいては、第１図ないし第３図に示すチューブに対し同一又は相当する部分に、同一又は相当符号を付している。

一方、本第２発明は、上記第１発明の熱交換器用チューブを用いた凝縮器等の熱交換器を特定するものである。

すなわち本第２発明は、互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の扁平チューブが並列状に配置され、前記ヘッダーの冷媒入口から流入された冷媒が、前記扁平チューブを通して熱交換されて、前記ヘッダーの冷媒出口から流出されるよう構成された熱交換器において、前記扁平チューブが、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、前記冷媒通路の総断面積を「 A_c 」、前記チューブ本体の外周囲長を「 L 」、前記冷媒通路の総内周囲長を「 P 」としたとき、 $A_c / A_t \times 100 = 30 \sim 55$ 、 $P / L \times 100 = 150 \sim 325$ の関係が成立するよう設定されてなるものを要旨としている。

この第２発明の熱交換器は、上記第１発明の熱交換器用チューブを用いた熱交換器を特定するものであるため、上記と同様の作用効果を奏するものである。

一方、本発明者は、上記発明を基に鋭意努力して、綿密な実験研究を行い、好適な構成要素を更に見出した。

その結果、本第３発明は、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる断面矩形状の複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、前記チューブ本体の高さを「 H 」、前記チューブ本体の幅を「 W 」、前記冷媒通路の本数を「 N 」、前記冷媒通路の

断面におけるコーナー部の曲率半径を「R」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「T b」及び前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「T a」としたとき、下記の関係式 (f 1) ~ (f 4) が成立するよう設定されてなるものを要旨としている。

$$5 \quad 0.5 \text{ mm} < H < 1.5 \text{ mm} \quad \dots (f 1)$$

$$5/8 < N/W \quad \dots (f 2)$$

$$R < (H - 2T b) \times 1/3 \quad \dots (f 3)$$

$$T b \times 1/8 < T a < T b \times 2/3 \quad \dots (f 4)$$

これらの関係式 (f 1) ~ (f 4) については、上記第1発明の欄で説明した通りであり、これらの関係式 (f 1) ~ (f 4) を全て満足する第3発明の熱交換器用チューブは、上記した理由から、優れた熱交換性能を得ることができるものである。

更に本第3発明では、熱伝導率の向上を図るために、前記冷媒通路を流れる冷媒の質量速度が $50 \sim 800 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sec}$ に設定されてなる構成を採用する
15 のが好ましい。

一方、本第4発明は、上記第3発明の熱交換器用チューブを用いた凝縮器等の熱交換器を特定するものである。

すなわち、本第4発明は、互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の扁平チューブが並列状に配置され、前記ヘッダーの冷媒入口から流入された冷媒が、前記扁平チューブを通して熱交換されて、前記ヘッダーの冷媒出口から流出されるよう構成された熱交換器において、前記扁平チューブが、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の本数を「N」、前記冷媒通路の断面におけるコーナー部の曲率半径を「R」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「T b」及び前記チューブ本体におけ
20
25

る隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「 T_a 」としたとき、下記の関係式（f 1）～（f 4）が成立するよう設定されてなるものを要旨としている。

$$0.5\text{mm} < H < 1.5\text{mm} \quad \cdots (f 1)$$

$$5/8 < N/W \quad \cdots (f 2)$$

$$5 \quad R < (H - 2T_b) \times 1/3 \quad \cdots (f 3)$$

$$T_b \times 1/8 < T_a < T_b \times 2/3 \quad \cdots (f 4)$$

この本第4発明は、上記第3発明の熱交換器用チューブを用いた熱交換器を特定するものであり、上記と同様の作用効果を奏するものである。

更にこの第4発明においては、熱伝導率の向上を図るために、前記冷媒通路を
 10 流れる冷媒の質量速度が $50 \sim 800 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{sec}$ に設定されてなる構成を採用するのが良い。

図面の簡単な説明

第1図は、この発明に関連した熱交換器用チューブを示す斜視図である。

第2図は、この発明に関連した熱交換器用チューブを示す断面図である。

15 第3図は、この発明に関連した熱交換器用チューブの冷媒通路周辺を拡大して示す断面図である。

第4図は、この発明の熱交換器用チューブにおける好適例の冷媒通路周辺を拡大して示す断面図である。

20 第5図は、マルチフローコンデンサの熱交換器用チューブにおいて A_c/A_t と P/L との関係を示すグラフである。

第6図は、熱交換器用チューブにおいて A_c/A_t と伝熱量との関係を示すグラフである。

第7図は、この発明の熱交換器用チューブにおける A_c/A_t 及び P/L の適用範囲を示すグラフである。

25 第8A図は、この発明の第1変形例である熱交換器用チューブの冷媒通路周辺

を拡大して示す断面図である。

第8B図は、この発明の第2変形例である熱交換器用チューブの冷媒通路周辺を拡大して示す断面図である。

第8C図は、この発明の第3変形例である熱交換器用チューブの冷媒通路周辺を拡大して示す断面図である。

第9図は、この発明の第4変形例である熱交換器用チューブを分解して示す斜視図である。

第10A図は、上記第4変形例の熱交換器用チューブを示す側面断面図である。

第10B図は、上記第4変形例の熱交換器用チューブを示す正面断面図である。

10 第11図は、この発明の第5変形例である熱交換器用チューブを示す斜視図である。

第12図は、この発明の第6変形例である熱交換器用チューブを分解して示す斜視図である。

15 第13図は、この発明の第7変形例である熱交換器用チューブを示す斜視図である。

第14図は、実施例及び比較例の熱交換器用チューブにおける伝熱性と P/W との関係を示すグラフである。

第15図は、実施例及び比較例の熱交換器用チューブにおける破壊圧力と仕切壁厚さとの関係を示すグラフである。

20 第16図は、カーエアコン用のコンデンサを示す正面図である。

第17図は、上記カーエアコン用コンデンサの要部を分解して示す斜視図である。

発明を実施するための最良の形態

実施例

25 以下、この発明に関連した実施例及び比較例につき、詳細に説明する。

表 1

	A_c (mm^2)	A_t (mm^2)	P (mm)	L (mm)	A_c/A_t (%)	P/L (%)	N (本)	H (mm)	W (mm)	Q (kW)	P/W	N/W	T_a (mm)	T_b (mm)	R (mm)	h_a (kW/K)
実 施 例	1	6.5	18.1	104	32.1	35.8	35	1.15	16	10.8	6.5	2.18	0.06	0.25	0.05	0.98
	2	8	18.1	71	32.1	44.2	20	1.15	16	10.1	4.46	1.25	0.06	0.25	0.05	0.52
	3	8.8	18.1	53	32.1	48.6	12	1.15	16	10	3.32	0.75	0.06	0.25	0.05	0.3
	4	6.5	18.1	104	32.1	35.8	35	1.15	16	10.8	6.5	2.18	0.06	0.25	0.05	0.98
例	5	5.8	18.1	103	32.1	32.1	35	1.15	16	10.4	6.4	2.18	0.09	0.25	0.05	0.9
	6	5.4	18.1	101	32.1	30	35	1.15	16	10.2	6.3	2.18	0.12	0.25	0.05	0.8
	1	9	18.1	43.2	32.1	50	7	1.15	16	9.4	2.7	0.43	0.12	0.25	0.05	0.22
	2	9.2	18.1	38.9	32.1	50	5	1.15	16	9.5	2.43	0.31	0.12	0.25	0.05	0.2
較 例	3	7.4	18.1	108	32.1	41	35	1.15	16	10.6	6.75	2.18	0.03	0.25	0.05	—
	4	4.31	18.1	98.4	32.1	23	35	1.15	16	9.65	6.15	2.18	0.17	0.25	0.05	—

A_c : 冷媒通路の総断面積
 A_t : チューブ本体の総断面積
 N : 冷媒通路の本数
 H : チューブ本体の高さを
 P : 冷媒通路の総内周囲長
 L : チューブ本体の外周囲長
 T_b : 外周壁厚み
 T_a : 仕切壁厚み
 Q : 伝熱量 (kW)
 h_a : 伝熱性 (kW/K)
 W : チューブ本体の幅
 R : 冷媒通路のコーナー部曲率半径

<実施例 1>

表 1 に示すように、冷媒通路の総断面積 (A_c) が 6.5 mm^2 、チューブ本体の総断面積 (A_t) が 18.1 mm^2 、 A_c/A_t が 35.8% 、 P/L が 32.5% 、冷媒通路の総内周囲長 (P) が 104 mm 、チューブ本体の外周囲長が 32.1 mm 、冷媒通路数が 35、チューブ本体高さ (H) が 1.15 mm 、チューブ本体幅 (W) が 16 mm 、仕切壁厚み (T_a) が 0.06 mm 、外周壁厚み (T_b) が 0.25 mm 、冷媒通路の曲率半径 (R) が 0.05 mm の熱交換器用チューブを準備した。

この熱交換器用チューブを用いて、第 16 図及び第 17 図に示すマルチフロー
10 タイプのコンデンサを形成し、熱性能 (Q) 及び伝熱性 (h_a) を測定した。

(以下余白)

表 2

	A_c (mm^2)	A_t (mm^2)	P (mm)	L (mm)	A_c/A_t (%)	P/L (%)	N (本)	H (mm)	W (mm)	Q (kW)	P/W	N/W	T_a (mm)	T_b (mm)	R (mm)	h_a (kW/K)
実 施 例	7	8	18.1	71	32.1	44.2	223	20	1.15	16	4.46	1.25	0.06	0.25	0.05	0.52
	8	8.8	18.1	53	32.1	48.6	166	12	1.15	16	3.32	0.75	0.06	0.25	0.05	0.3
	9	6.5	18.1	104	32.1	35.8	325	35	1.15	16	6.5	2.18	0.06	0.25	0.05	0.98
比 較 例	10	5.8	18.1	103	32.1	32.1	320	35	1.15	16	6.4	2.18	0.09	0.25	0.05	0.9
	11	5.4	18.1	101	32.1	30	315	35	1.15	16	6.3	2.18	0.12	0.25	0.05	0.8
	5	9.2	18.1	38.9	32.1	50	121	5	1.15	16	2.43	0.31	0.12	0.25	0.05	0.2
比 較 例	6	11.1	18.1	80.6	32.1	61	251	20	1.15	16	5.04	1.25	0.07	0.18	0.05	—
	7	4.31	18.1	98.4	32.1	23	307	35	1.15	16	6.15	2.18	0.17	0.25	0.05	—

A_c : 冷媒通路の総断面積
 N : 冷媒通路の本数
 T_b : 外周壁厚み
 Q : 伝熱量 (kW)
 A_t : チューブ本体の総断面積
 H : チューブ本体の高さを
 R : 冷媒通路のコーナー部曲率半径
 h_a : 伝熱性 (kW/K)
 P : 冷媒通路の総内周囲長
 W : チューブ本体の幅
 L : チューブ本体の外周囲長
 T_a : 仕切壁厚み

<実施例 2 ～ 11、比較例 1 ～ 7>

表 1 及び表 2 に示す構成の熱交換器用チューブを用いて、上記と同様にコンデンサを形成し、上記と同様に測定した。

表 1 及び表 2 に示すように、本発明に関連した熱交換器においては、優れた伝熱性を有しており、優れた熱交換性能が得られるものである。

<熱性能の評価>

上記実施例 1 ～ 3 及び比較例 1、2 の各コンデンサにおいて、 P/W と伝熱性 ($h a$) との関係を第 14 図のグラフに示す。なお、第 14 図のグラフにおいて、実施例 1 ～ 3 を A1 ～ A3 で示し、比較例 1、2 を B1、B2 で示す。

10 <耐圧性の評価>

上記実施例 4 ～ 6 及び比較例 3、4 の各コンデンサに関し、内圧を加えていき、そのときの破壊圧力 [MPa] を測定した。なお、各熱交換チューブにおいては、亜鉛拡散層（犠牲耐食層）を除去した状態で上記の測定を行った。

その測定結果を第 15 図のグラフ及び下表 3 に示す。なお、第 15 図のグラフにおいて、実施例 4 ～ 6 を A4 ～ A6 で示し、比較例 4、5 を B4、B5 で示す。

表 3

	$T a$ [mm]	破壊圧力 [MPa]
実施例 4	0.06	11.3
実施例 5	0.09	13.5
実施例 6	0.12	16.5
比較例 3	0.03	5.4
比較例 4	0.17	16.5

この出願は、2000年11月24日付で出願された日本国特許出願特願2000-356968号の優先権主張を伴うものであり、その開示内容は、そのまま本願の一部を構成するものである。

5 ここで用いられた用語および説明は、この発明に係る実施形態を説明するために用いられたものであって、この発明はこれに限定されるものではない。この発明は請求の範囲であれば、その精神を逸脱するものではない限り、いかなる設計的变化も許容するものである。

産業上の利用可能性

10 以上のように、本発明の熱交換器用チューブ及びそれを用いた熱交換器によれば、軽量化を図りつつ、熱交換性能を向上させることができるものであるから、特にカーエアコン用冷凍サイクルとしての冷凍システムに好適に用いることができる。

請求の範囲

1. 所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「 A_t 」、前記冷媒通路の総断面積を「 A_c 」、前記チューブ本体の外周囲長を「 L 」、前記冷媒通路の総内周囲長を「 P 」としたとき、

- 10 $A_c/A_t \times 100 = 30 \sim 55$ 、 $P/L \times 100 = 150 \sim 325$ の関係が成立するよう設定されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

2. $A_c/A_t \times 100$ が45以下に設定され、 $P/L \times 100$ が200以上に設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

- 15 3. $A_c/A_t \times 100$ が35以上、40以下に設定され、 $P/L \times 100$ が250以上に設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用。

4. 前記チューブ本体の高さを「 H 」として、 $H = 0.5 \sim 1.5$ mmの関係が成立するよう設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

20

5. 前記チューブ本体の幅を「 W 」として、 $W = 10 \sim 20$ mmの関係が成立するよう設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

- 25 6. 前記冷媒通路の本数を「 N 」、前記チューブの幅を「 W 」として、 $5/8 < N/W$ の関係が成立するよう設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

7. 前記冷媒通路の断面におけるコーナー部の曲率半径を「R」、前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」として、 $R < (H - 2Tb) \times 1/3$ の関係が成立するよう設定されてなる請求の範囲第

5 1項記載の熱交換器用チューブ。

8. 前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「Ta」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」として、 $Tb \times 1/8 < Ta < Tb \times 2/3$ の関係が成立するよう設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

10

9. 前記冷媒通路を流れる冷媒の質量速度が $50 \sim 800 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$ に設定されてなる請求の範囲第1項記載の熱交換器用チューブ。

15

10. 互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連続接続する複数本の扁平チューブが並列状に配置され、前記ヘッダーの冷媒入口から流入された冷媒が、前記扁平チューブを通して熱交換されて、前記ヘッダーの冷媒出口から流出されるよう構成された熱交換器において、

20

前記扁平チューブが、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、前記チューブ本体の総断面積（冷媒通路部分を含む）を「At」、前記冷媒通路の総断面積を「Ac」、前記チューブ本体の外周囲長を「L」、前記冷媒通路の総内周囲長を「P」としたとき、

$Ac/At \times 100 = 30 \sim 55$ 、 $P/L \times 100 = 150 \sim 325$ の関係が

25

成立するよう設定されてなることを特徴とする熱交換器。

1 1. 前記冷媒通路を流れる冷媒の質量速度が $50 \sim 80.0 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$ に設定されてなる請求の範囲第 10 項記載の熱交換器。

1 2. 所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる断面矩形形状の複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成される熱交換器用チューブにおいて、

前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の本数を「N」、前記冷媒通路の断面におけるコーナー部の曲率半径を「R」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」及び前記チューブ本体における隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「Ta」としたとき、下記の関係式 (f 1) ～ (f 4) :

$$0.5 \text{ mm} < H < 1.5 \text{ mm} \quad \dots (f 1)$$

$$5/8 < N/W \quad \dots (f 2)$$

$$R < (H - 2Tb) \times 1/3 \quad \dots (f 3)$$

$$Tb \times 1/8 < Ta < Tb \times 2/3 \quad \dots (f 4)$$

が成立するよう設定されてなることを特徴とする熱交換器用チューブ。

1 3. 互いに平行に配置される一対のヘッダー間に、両端を両ヘッダーに連通接続する複数本の扁平チューブが並列状に配置され、前記ヘッダーの冷媒入口から流入された冷媒が、前記扁平チューブを通して熱交換されて、前記ヘッダーの冷媒出口から流出されるよう構成された熱交換器において、

前記扁平チューブが、所定の長さを有する扁平なチューブ本体に、チューブ長さ方向に延びる複数の冷媒通路が、チューブ幅方向に並列配置に形成されてなり、

前記チューブ本体の高さを「H」、前記チューブ本体の幅を「W」、前記冷媒通路の本数を「N」、前記冷媒通路の断面におけるコーナー部の曲率半径を「R」、前記チューブ本体における外周壁の厚みを「Tb」及び前記チューブ本体におけ

る隣り合う冷媒通路間の仕切壁の厚みを「 T_a 」としたとき、下記の関係式（f

1）～（f 4）：

$$0.5\text{ mm} < H < 1.5\text{ mm} \quad \dots (f 1)$$

$$5/8 < N/W \quad \dots (f 2)$$

$$5 \quad R < (H - 2T_b) \times 1/3 \quad \dots (f 3)$$

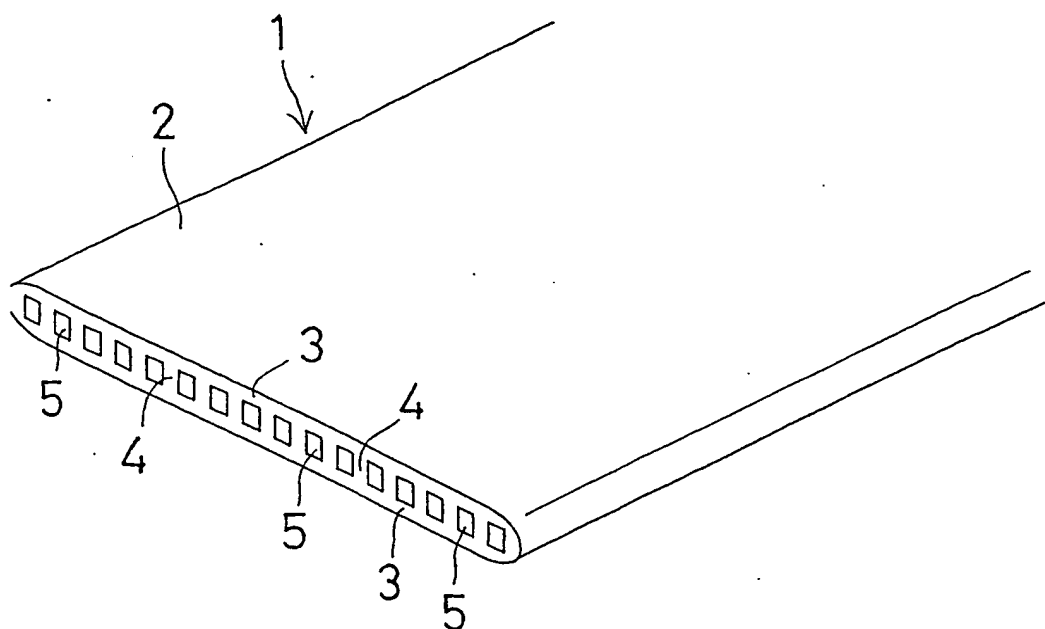
$$T_b \times 1/8 < T_a < T_b \times 2/3 \quad \dots (f 4)$$

が成立するよう設定されてなることを特徴とする熱交換器。

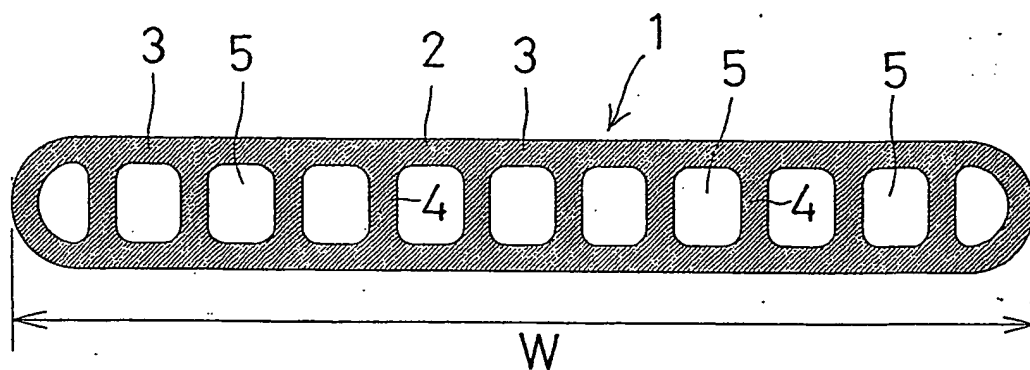
14. 前記冷媒通路を流れる冷媒の質量速度が $50 \sim 800 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$ に

10

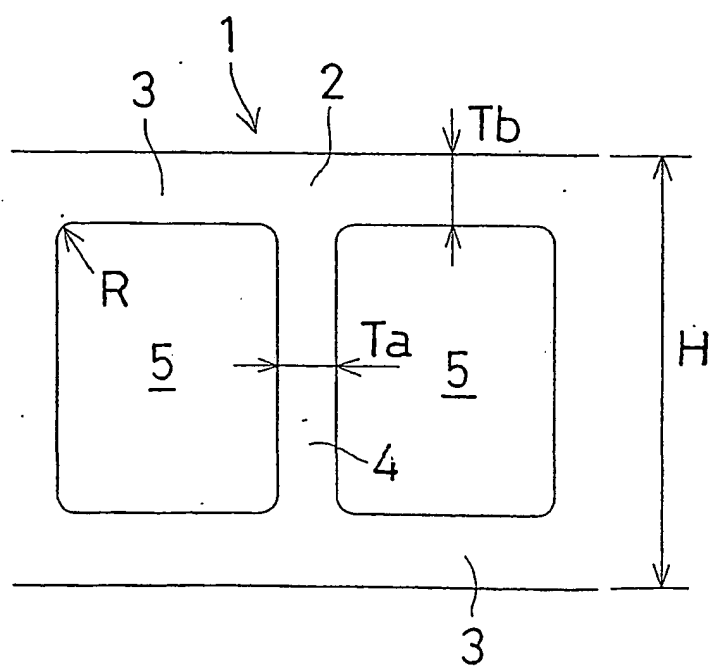
設定されてなる請求の範囲第13項記載の熱交換器。



第 1 図

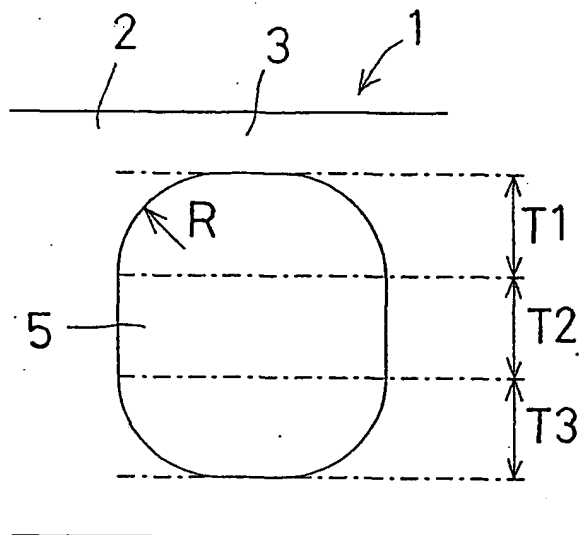


第 2 図

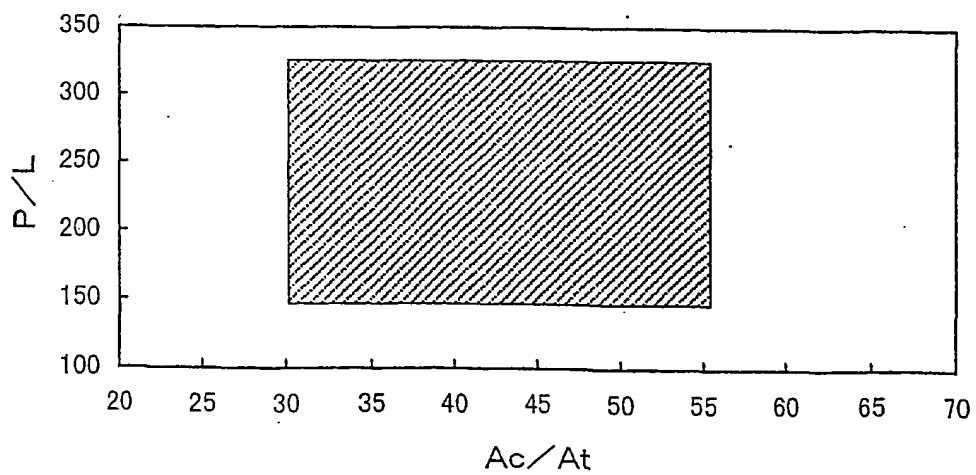


第 3 図

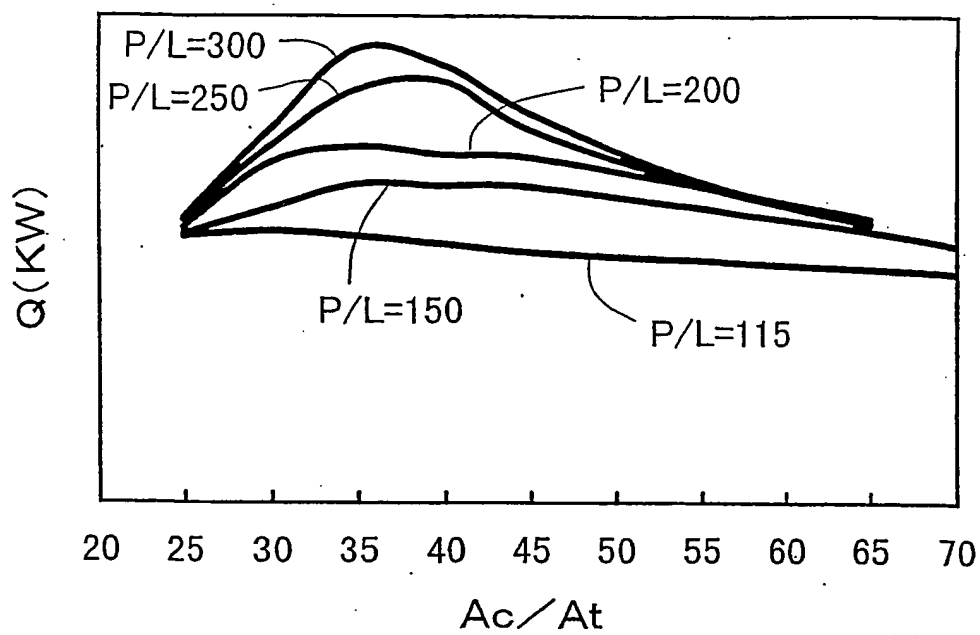
3 / 11



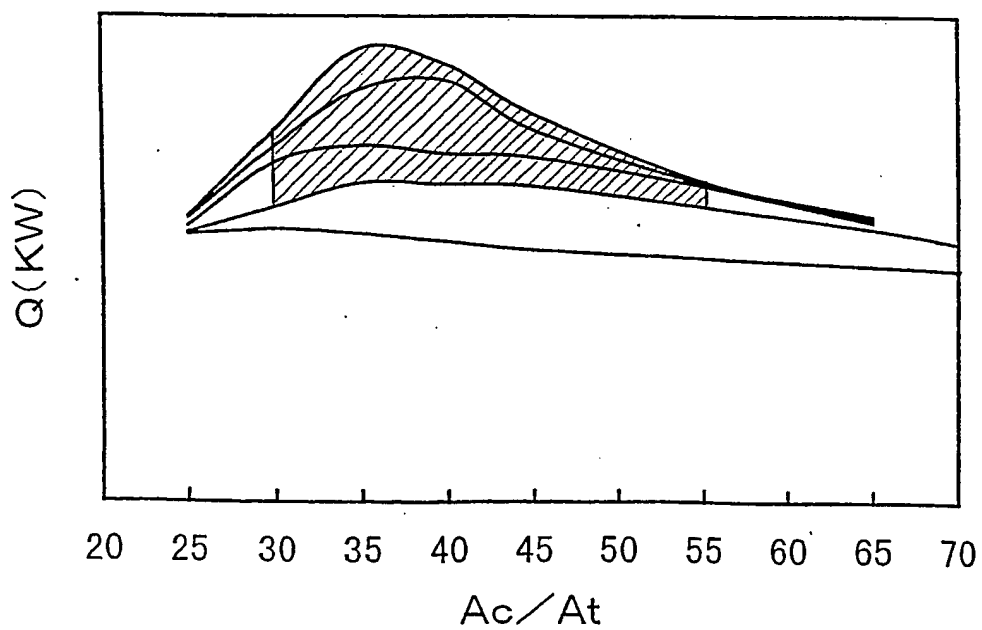
第 4 図



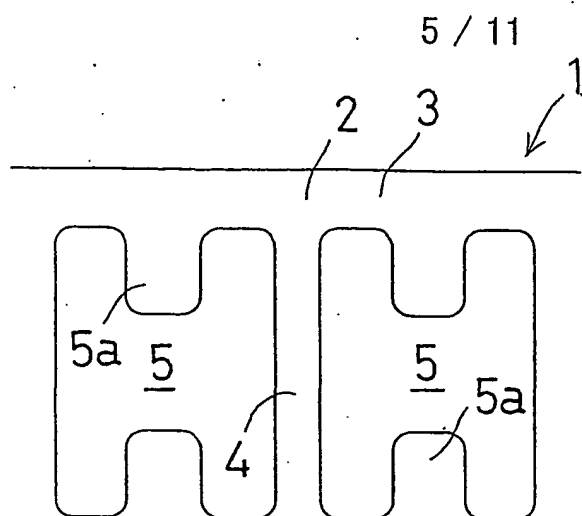
第 5 図



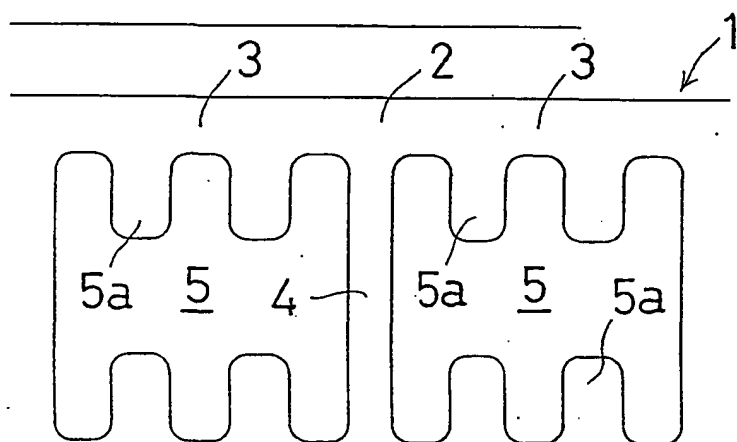
第 6 図



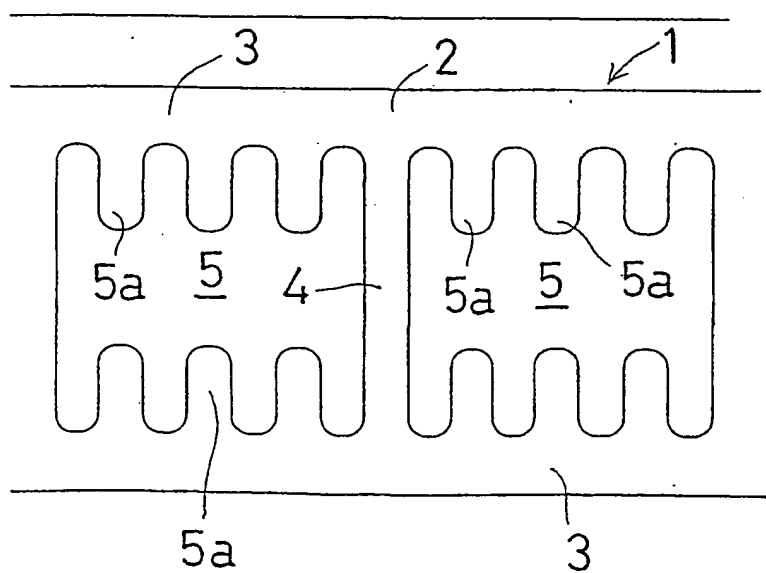
第 7 図



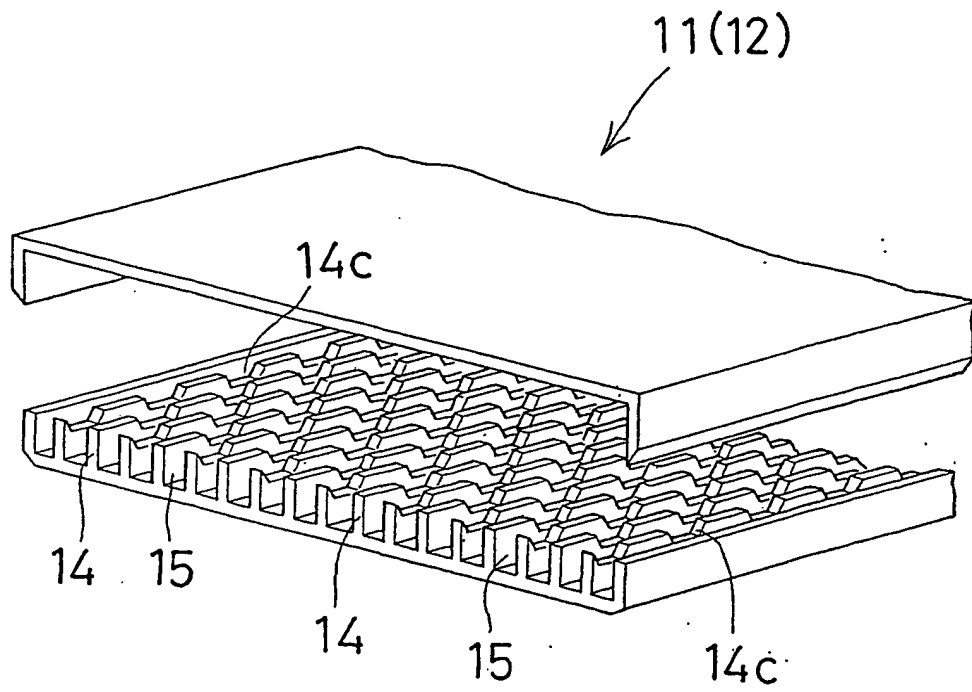
第 8A 図



第 8B 図

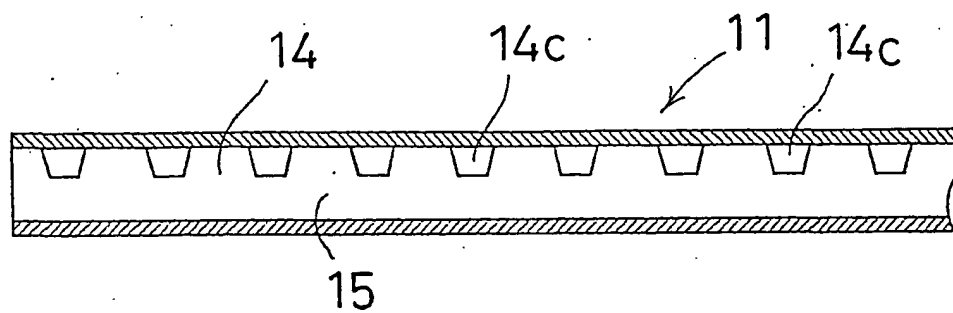


第 8C 図

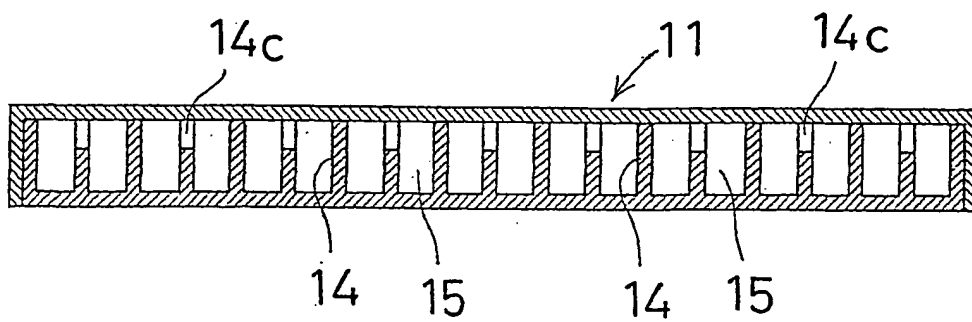


第 9 図

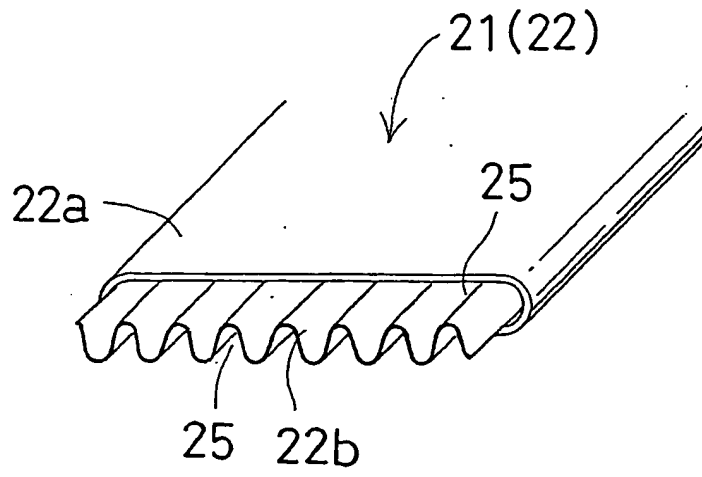
7 / 11



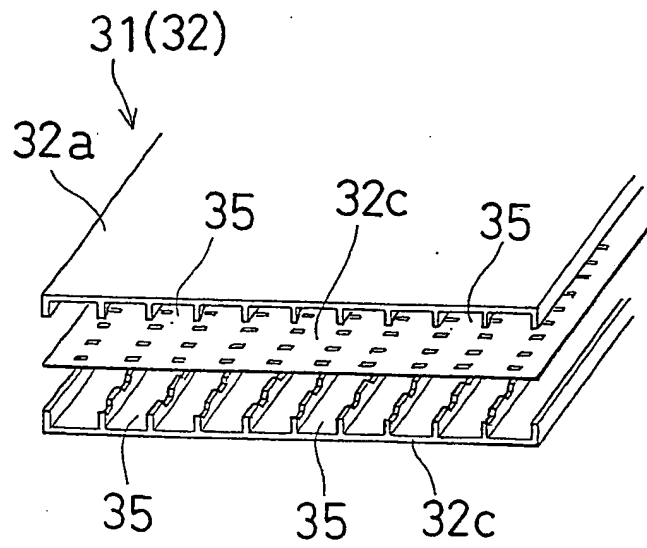
第 10A 図



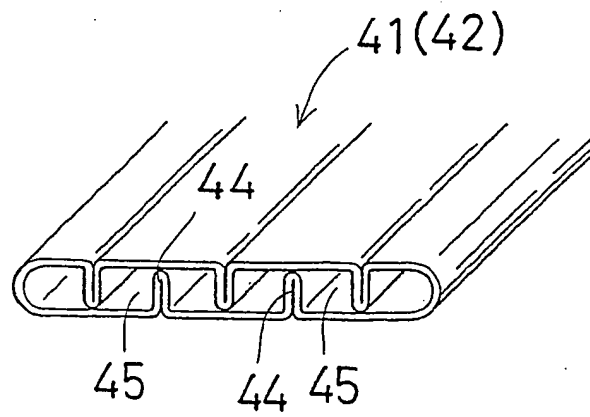
第 10B 図



第 11 図

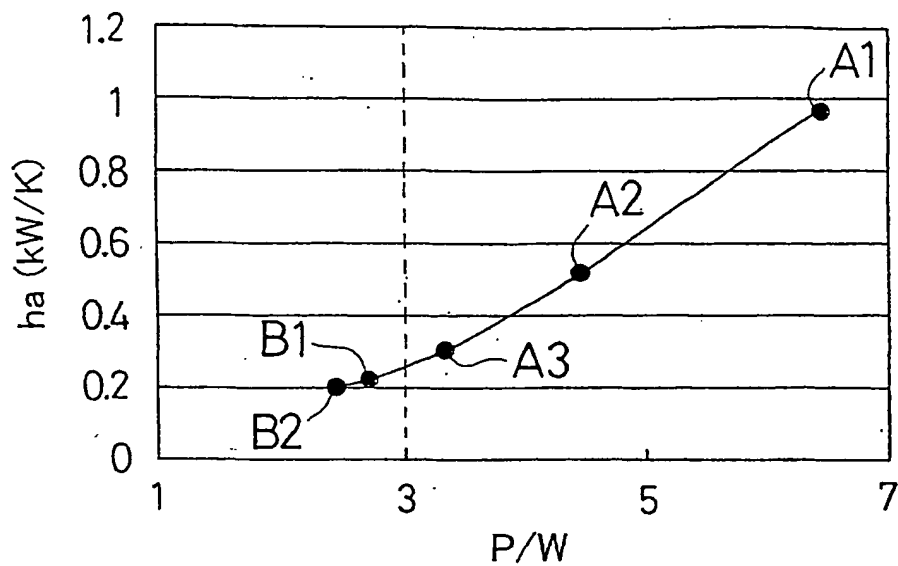


第 12 図

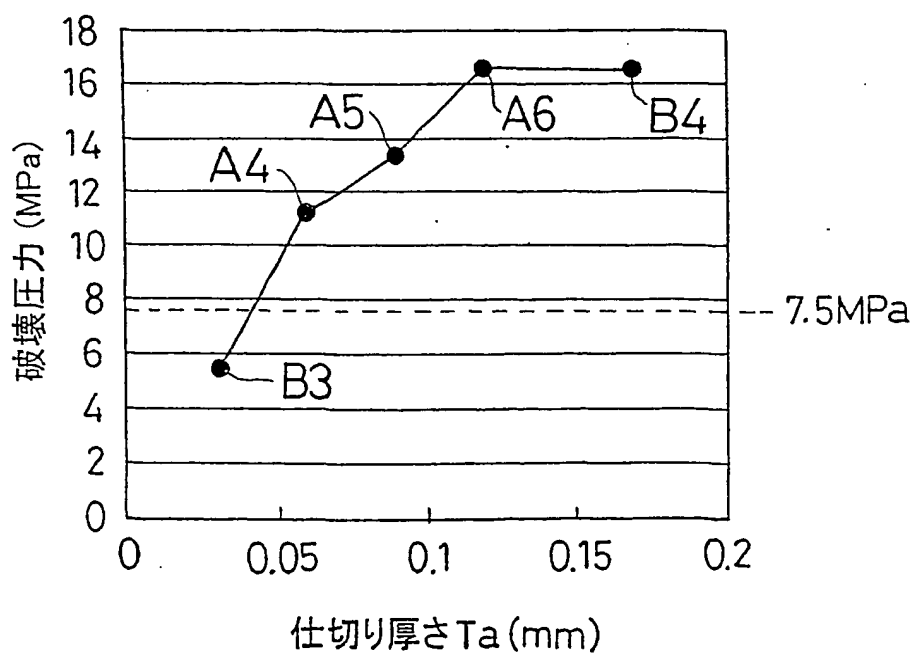


第 13 図

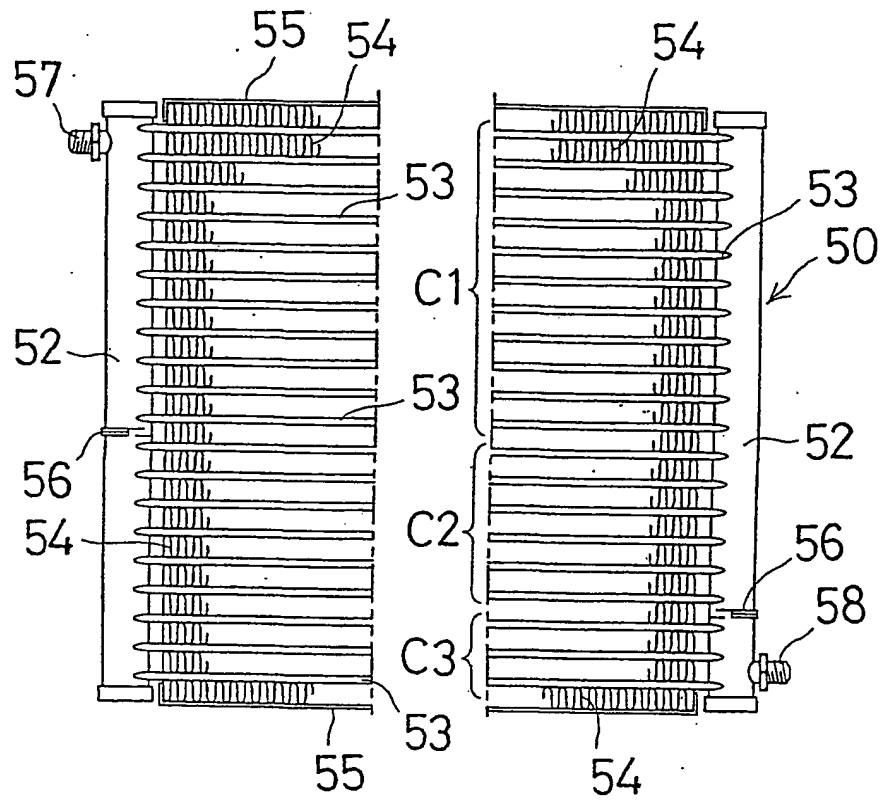
9 / 11



第 14 図

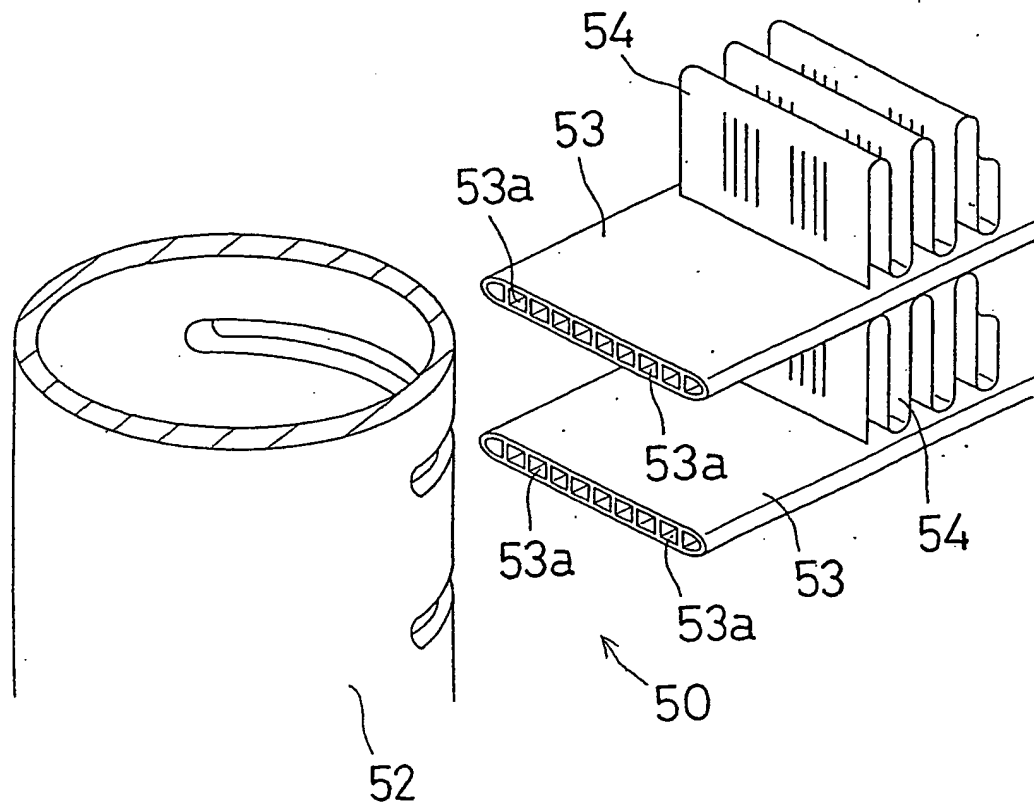


第 15 図



第 16 図

11 / 11



第 17 図

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER Int.Cl ⁷ F28F1/02		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int.Cl ⁷ F28F1/02		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2002 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2002 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2002		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	PETTERSEN, J. et al., Development of compact heat exchangers for CO ₂ air-conditioning systems. International Journal of Refrigeration. 1998, Vol.21, No.3, pages 180 to 193	1- 14
Y	JP, 6-300473, A (Sanden Corp.), 28 October, 1994 (28.10.94), & US 5476141 A	1- 14
Y	JP, 6-142755, A (Nippondenso Co., Ltd.), 24 May, 1994 (24.05.94), & EP 596507 A & US 5567493 A	1- 14
Y	JP, 2000-154987, A (Daikin Industries, Ltd.), 06 June, 2000 (06.06.00), (Family: none)	1- 14
Y	JP, 2000-11290, A (Behr GmbH. & Co.), 18 April, 2000 (18.04.00), & WO 00/20807 A & EP 990828 A & DE 19845336 A	1- 14
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
<p>* Special categories of cited documents:</p> <p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> <p>"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art</p> <p>"&" document member of the same patent family</p>		
Date of the actual completion of the international search 05 March 2002 (05.03.02)		Date of mailing of the international search report 12 March 2002 (12.03.02)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/10240

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
PX	JP, 2000-356488, A (Showa Aluminum Corp.), 26 December, 2000 (26.12.00), (Family: none)	1- 14
PA	JP, 2001-194081, A (Denso Corp.), 17 July, 2001 (17.07.01), (Family: none)	1- 14

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl. F28F1/02

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl. F28F1/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2002年
日本国登録実用新案公報 1994-2002年
日本国実用新案登録公報 1996-2002年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	PETTERSEN, J. et al. Development of compact heat exchangers for CO2 air-conditioning systems. International Journal of Refrigeration. 1998, Vol. 21, No. 3, pages 180 - 193	1-14
Y	JP 6-300473 A (サンデン株式会社) 1994. 10. 28 & US 5476141 A	1-14
Y	JP 6-142755 A (日本電装株式会社) 1994. 05. 24 & EP 596507 A & US 5567493 A	1-14
Y	JP 2000-154987 A (ダイキン工業株式会社) 2000. 06. 06 (ファミリーなし)	1-14

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

05. 03. 02

国際調査報告の発送日

12.03.02

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

小野孝朗

3M

9724

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き). 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2000-11290 A (ペール ゲーエムベーパー ウン ト コー) 2000. 04. 18 &WO 00/20807 A &EP 990828 A &DE 19845336 A	1-14
PX	JP 2000-356488 A (昭和アルミニウム株式会社) 2000. 12. 26 (ファミリーなし)	1-14
PA	JP 2001-194081 A (株式会社デンソー) 200 1. 07. 17 (ファミリーなし)	1-14